

吸収式冷凍機内の不凝縮性ガスの拡散制御

鈴木 洋^{*1}, 石神 徹^{*1}
薄井 洋基^{*2}

Non-Absorbale Gas Control in a Absorption Chiller

Hiroshi SUZUKI, Toru ISHIGAMI
Hiromto USUI

Two-dimensional numerical computations on vapor flow in the absorber/evaporator in an absorption chiller have been performed in order to investigate the control method of non-absorbable gas behavior. An immersed plate as a non-absorbable gas collector was inserting from the top wall between the absorber and the evaporator. In this paper, the effect of the horizontal position of the immersed plate was focused. From the results, an immersed plate is found to cause a flow recirculating region formation behind it, and there, non-absorbable gas is effectively collected. When its horizontal position is away from the absorber, the non-absorbable gas is taken away from the absorber. This concluded the overall heat transfer keeps high values even at the mean concentration of non-absorbable gas of 10vol% when the plate is mounted away from the absorber between the absorber and the evaporator.

Key Words: Non-Absorbale Gas, Absorption Chiller, Immerced Plate, Liquid Film Model, Numerical Simulation

1. 緒言

冷凍機の吸収器内に不凝縮性ガスが混入すると、吸収分圧が低下し臭化リチウム(LiBr)溶液の吸収能を低下させる問題がある。このため不凝縮性ガスを効率的に抽出するためには冷凍機内において、不凝縮性ガスの安定な滞留域を創出することが重要である⁽¹⁾。

著者らはこれまでに、LiBr 溶液液膜モデル⁽²⁾を提案し、これを蒸気流計算の境界条件として用いること⁽³⁾で、不凝縮性ガスの挙動を把握することを可能とする数値解析手法を確立してきた⁽⁴⁾。本研究ではこの数値計算を用いることで、不凝縮性ガスの安定な滞留位置を創成し、制御する方法について検討する。

前報⁽⁵⁾では邪魔板を吸収器前面に吸収器上部から挿入させることで、不凝縮性ガスを吸収器上部へと誘導させようと試みた。しかしながら、吸収器と邪魔板の距離が狭かったために、吸収器背面からの不凝縮性ガスの侵入が大きく、また、一方で吸収器上部に侵入した流れが高速であったため、吸収器上部に安定な対流域を創出できず、その結果これまでより安定的な不凝縮性ガスの滞留位置を創成することができなかった。

本研究では、蒸発器後流に不凝縮性ガスの循環流域が発生するという問題点を改善するために、邪魔板を蒸発器側に水平に移動させることにした。これにより、邪魔板を回

り込む高速の蒸気流が不凝縮性ガスの循環流域を吸収器の下方に誘導できる可能性がある。

かかる方針のもと本報では、不凝縮性ガスの濃度および邪魔板の水平方向の位置を変化させ、邪魔板の挿入による影響について検討した。

2. 記号

a:	蒸気の温度伝導率	[m ² /s]
a _L , a _{L0} :	LiBr 溶液の温度伝導率	[m ² /s]
c:	不凝縮性ガス濃度	[vol%]
c _m :	平均不凝縮性ガス濃度	[vol%]
c _p :	比熱	[J/kgK]
D:	吸収器円管群と側壁間の距離	[m]
D _p :	吸収器円管群と邪魔板の距離	[m]
D _g :	不凝縮性ガスの拡散係数	[m ² /s]
D _L , D _{L0} :	LiBr 溶液の拡散係数	[m ² /s]
d:	円管径	[m]
g:	重力加速度	[m/s ²]
h:	比エンタルピー	[J/kg]
h ₀ :	基準比エンタルピー	[J/kg]
k:	総括熱伝達率	[W/m ² K]
k ₀ :	不凝縮性ガスがない場合の総括熱伝達率	[W/m ² K]
P:	圧力	[Pa]
r, θ:	円筒座標	[m, rad]
u, v:	x および y 方向速度	[m/s]
u _r , v _θ :	r および θ 方向速度	[m/s]
x, y:	デカルト座標	[m]

^{*1} 神戸大学大学院自然科学研究科 (〒657-8501 神戸市灘区六甲台町 1-1) .

^{*2} 神戸大学工学部応用化学科

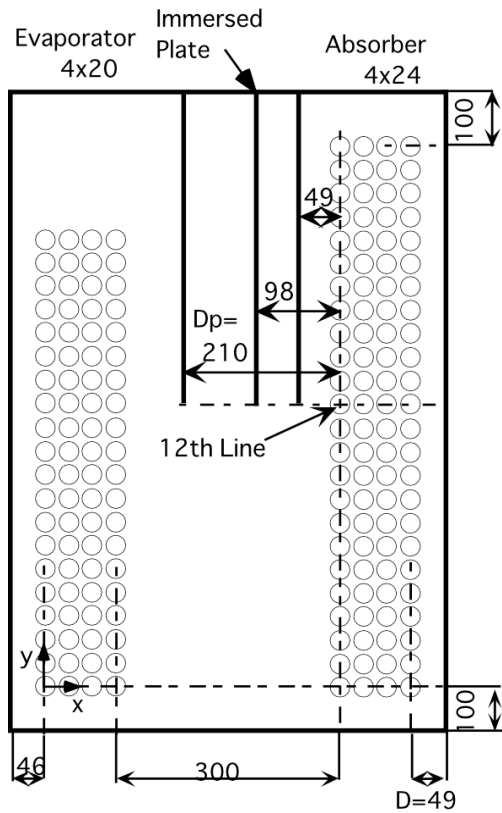


Fig.1 Computational Domain

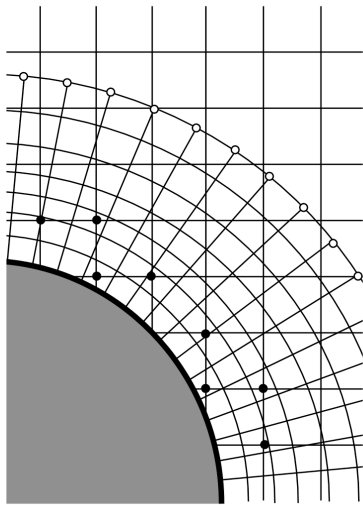


Fig.2 Multi-Grid System

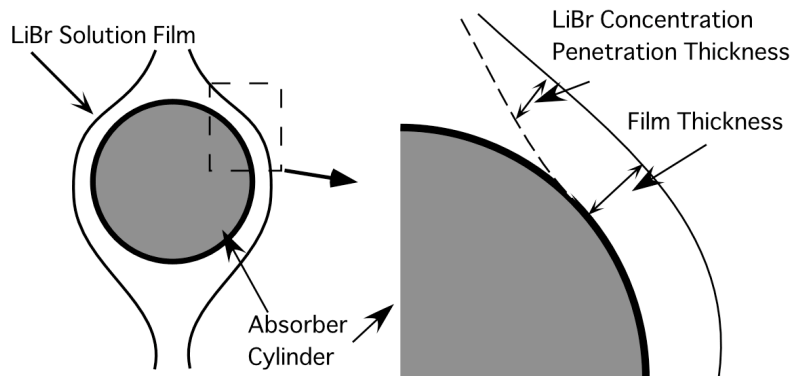


Fig.3 Liquid Film Model

β :	蒸気の体膨張率	[K ⁻¹]
ν :	蒸気の動粘度	[m ² /s]
ρ :	蒸気の密度	[kg/m ³]
ρ_h :	不凝縮性ガス(水素)の密度	[kg/m ³]
σ_D, σ_T :	擬似拡散係数	[-]

3. 計算手法

3.1 蒸気流計算手法

本研究で扱う計算領域および計算手法は、前報⁽²⁾で検討したものとはほぼ同一であるのでここでは簡単に説明する。

Fig.1 に蒸発器・吸収器が一体となった試験器を模擬した計算領域を示す。計算領域には蒸発器円管群 80 本、吸収器円管群 96 本の計 176 本の円管を含む。これを取り扱うために本研究では、計算領域全体にデカルト座標系を、円管まわりに円筒座標系を配する重合格子 (Fig.2) の手法⁽⁶⁾を用いた。デカルト座標原点は蒸発器最左列最下端の円管中心とし、水平方向吸収器に向かって x [m]、鉛直方向上向きに y [m]をとる。またそれぞれの円管に円管中心を原点として、半径方向に r [m]、周方向左周りに θ [rad]をとる。基礎方程式は、蒸気の 2 次元質量保存式、非定常運動方程式、非定常エネルギー式および非定常不凝縮性ガス拡散方程式であるが、それぞれの座標系に対応した以下の 2 系統の方程式である。

デカルト座標系：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{g\beta}{c_p} (h - h_0) + g \frac{(1-c)\rho - c\rho_h}{\rho}$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} = D_s \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right)$$

円筒座標系

$$\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial v_\theta}{r \partial \theta} = 0$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$$

$$+v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} \right] - v \left[\frac{2}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{u_r}{r^2} \right] + \frac{v_\theta^2}{r}$$

$$+ \frac{g\beta}{c_p} (h - h_0) \sin \theta + g \frac{(1 - c\rho) - c\rho_h}{\rho} \sin \theta$$

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta}$$

$$+v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} \right] - v \left[\frac{2}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{v_\theta}{r^2} \right] + \frac{u_r v_\theta}{r}$$

$$+ \frac{g\beta}{c_p} (h - h_0) \cos \theta + g \frac{(1 - c\rho) - c\rho_h}{\rho} \cos \theta$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u_r \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} = a \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial h}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 h}{\partial \theta^2} \right]$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u_r \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial c}{\partial \theta} = D_g \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial c}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 c}{\partial \theta^2} \right]$$

ここで、 u [m/s]、 v [m/s]はそれぞれ x, y 方向の速度、 u_r [m/s]、 v_θ [m/s]はそれぞれ r, θ 方向の速度、 p [Pa]、 h [J/kg] および c [-]は、圧力、比エンタルピおよび不凝縮性濃度である。また、 ρ [kg/m³]、 ν [m²/s]、 β [K⁻¹]、 c_p [J/kgK]、 a [m²/s]および D_g [m²/s]はそれぞれ水蒸気の密度、動粘性係数、体膨張率、定圧比熱、温度伝導率および不凝縮性ガスの拡散係数であり、 g [m/s²]は重力加速度である。なお浮力に関しては Bousinesq 近似によって考慮しており、 h_0 [J/kg]および ρ_h [kg/m³]は基準比エンタルピおよび不凝縮性ガス（水素）の密度である。

方程式の離散化に関して、拡散項には中心差分、対流項には QUICK⁽⁷⁾、時間進行には陰的手法を用い、圧力計算には SIMPLE 法⁽⁸⁾を用いた。また数値解法には TDMA を x 方向および y 方向に交互に操作させる ADI 法⁽⁹⁾を採用した。

3.2 液膜モデル

本計算では、吸収器円管群を流下する液膜については、前報⁽²⁾で提案した液膜モデルによってモデル化し、それにより、円管まわりに配した円筒座標系の境界条件を得た (Fig.3)。すなわち、液膜内の速度分布、温度分布および臭化リチウム (LiBr) 濃度分布を仮定し、断面方向の積分式を周方向に微分した方程式によって運動量、エネルギーおよび物質収支をとる。これらの方程式と液膜表面においては飽和条件が成り立つことと、液膜厚さが十分薄いとの仮定から、円筒座標系の円管表面における蒸気計算の境界条件としての吸収量および表面温度を得る。一方蒸気計算で得られた圧力場と温度場から、飽和条件の圧力と液膜表面からの熱

の移動を計算し、液膜モデルによる吸収量の計算に反映させる。なお、計算領域には不凝縮性ガスを含むので飽和条件における圧力には蒸気分圧を使用した。

なお、本研究では擬似拡散を考慮した液膜モデルを使用した⁽³⁾。すなわち、LiBr 溶液の拡散係数 D_L [m²/s] および温度伝導率 a_L [m²/s]が、界面活性剤添加によって生ずるマランゴニ効果で、本来の物性値 D_{L0} [m²/s] および a_{L0} [m²/s]から増加すると考え、以下のような代数式によってその増加分を見積もった。

$$D_L = (1 + \sigma_D) D_{L0}$$

$$a_L = (1 + \sigma_T) a_{L0}$$

ここで σ_D [-]および σ_T [-]は擬似拡散の比例係数であり、ここでは前報⁽³⁾において実験的に求められた以下の値を使用した。

$$\sigma_D = 0.8$$

$$\sigma_T = 5.5$$

Table 1 Computational Conditions and Properties

Evaporator conditions		
Pressure	930	Pa
Temperature	5.12	°C
Water vapor properties		
Thermal diffusivity	1.38x10 ⁻³	m ² /s
Specific heat	1.86x10 ³	J/kg
Volumetric expansion	3.57x10 ⁻³	K ⁻¹
Kinematic viscosity	1.14	m ² /s
Density	7.26x10 ⁻³	kg/m ³
LiBr Solution *		
Inlet temperature	45	°C
Mass flow rate	4.72x10 ⁻²	kg/s
Mass diffusivity	1.65x10 ⁻⁹	m ² /s
Inlet concentration	58.5	wt%
Latent heat	2.72x10 ⁶	J/kg
Coolant water		
Inlet Temperature	32	°C
Density	995	kg/m
Thermal Conductivity	0.618	W/m
Specific Heat	4.18x10 ³	K
Reynolds number	19300	J/kgK
Prandtl number	5.2	
Non-absorbable gas		
Mass diffusivity	5.47x10 ⁻³	m ² /s
Density	8.07x10 ⁻⁴	kg/m ³
Mean concentration	1 to 10	vol%

3.3 計算条件

蒸発器円管群の速度境界条件については、蒸発量の総量が、吸収器液膜の吸収量と一致するように円管表面から吹き出し速度を与えた。また温度については蒸発器の飽和温度を与えた。その他の壁では滑りなし条

件と断熱条件を与えた。圧力は容器左側下端で蒸発器の与条件となるように計算時間ステップ毎に調整した。

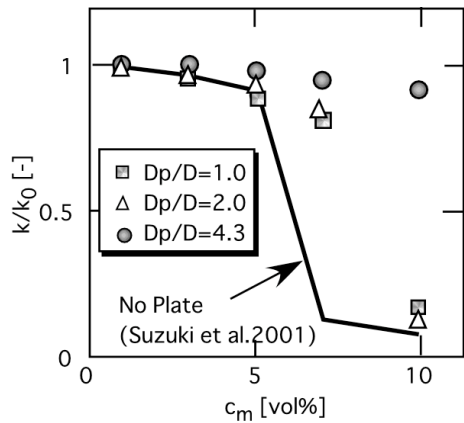


Fig. 4 Overall Heat Transfer Coefficient

邪魔板の長さは、その先端位置が第 12 段の円管中心位置に一致させた。一方本研究では邪魔板の水平方向の位置を前報⁽⁵⁾と異なる 2 種類に変化させた。すなわち邪魔板位置から吸収器左端円管中心までの距離 D_p [m]は、吸収器右端の円管の中心から右側壁までの距離 D [m]で除した値で、 1.0 ⁽⁵⁾、 2.0 、 4.3 とした。

その他の計算条件について Table 1 にまとめて示す。円管径 d [m]はすべて 19mm とし、円管ピッチを $1.21d$ と固定した。

また LiBr 溶液の物性値に関しては、小嶋ら⁽¹⁰⁾および荒木ら⁽¹¹⁾の結果を採用した。

不凝縮性ガスの平均濃度 c_m [vol%]については、 $1\sim 10\text{vol}\%$ の範囲で変化させ、前報に報告した不凝縮性ガスが存在しない場合と比較した。また、不凝縮性ガスの初期値についての影響については前報⁽¹²⁾で報告したが、本報では初期値として、平均濃度で容器内一様に分布しているとした。

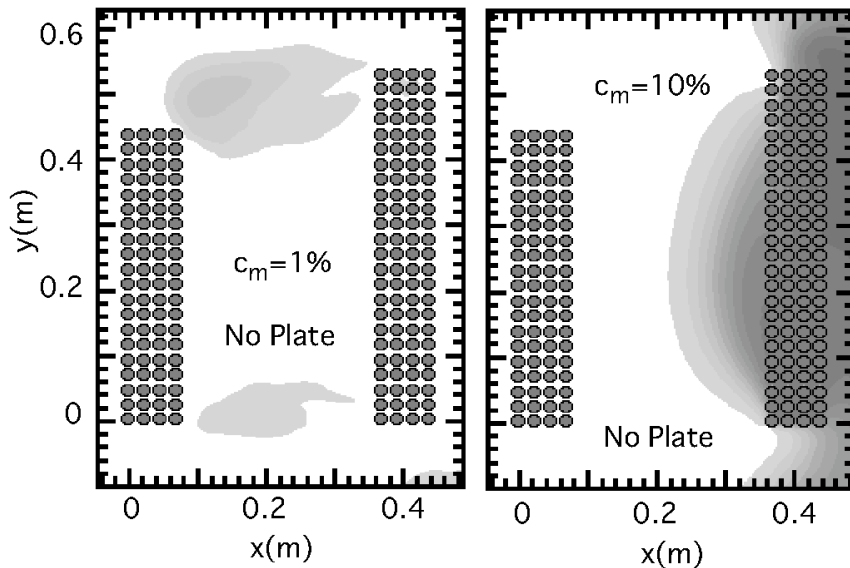


Fig. 5 Concentration Contours of Non-Absorbable Gas in the Cases without an Immersed Plate

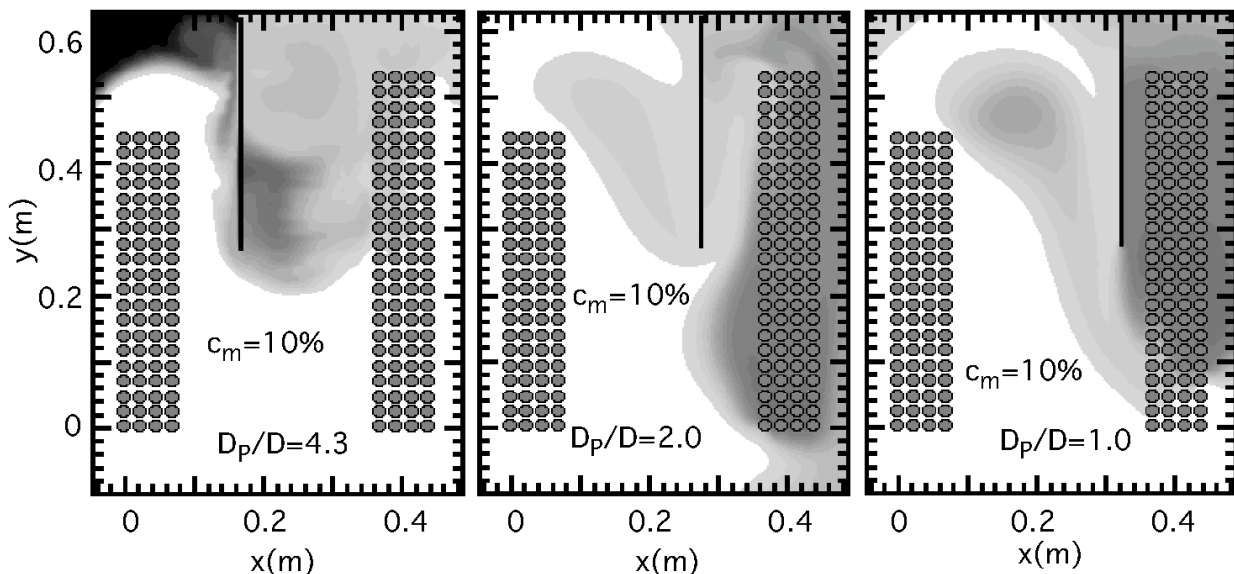


Fig. 6 Effect of the Horizontal Position of an Immersed Plate on Non-Absorbable Gas Concentration Contours

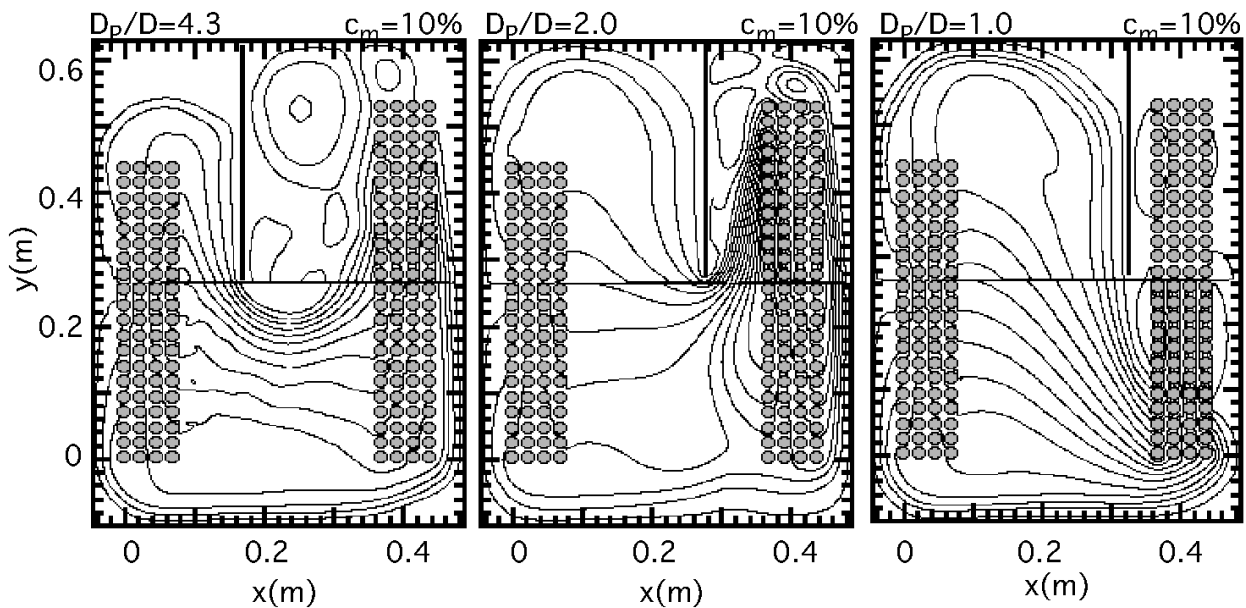


Fig. 7 Effect of the Horizontal Position of an Immersed Plate on Streamlines in the Absorber/Evaporator

4. 計算結果

4.1 総括熱伝達係数

Fig.4 に総括熱伝達係数 k [W/m^2] を示す。それぞれ不凝縮性ガスと邪魔板が存在しない場合の値 k_0 [W/m^2] で除した。邪魔板を挿入しない場合⁽⁷⁾ および $D_p/D=1.0$ の結果⁽¹⁾ も同時に示す。邪魔板を挿入しない場合には、不凝縮性ガスの濃度 c_m [vol%] が 7vol% のときに総括熱伝達係数が急減する。低濃度域で吸収器・蒸発器の中間域に形成される循環域に停留していた不凝縮性ガスが、濃度が上昇したことで急激に崩壊したため、吸収器内に一気に侵入したためである⁽⁷⁾。一方、前報⁽⁶⁾ で報告した $D_p/D=1.0$ および本報で計算した $D_p/D=2.0$ の場合ともに、高濃度になるにつれ総括熱伝達係数は徐々に低下するものの、 $c_m=7vol%$ まで比較的高い総括熱伝達率を示すが、10vol% で急減する。それに対して、 $D_p/D=4.3$ とともに蒸発器よりも邪魔板を挿入した場合には、 $c_m=10vol%$ まで高い総括熱伝達率を維持しているのがわかり、不凝縮性ガスの吸収器への進入を防ぐことに成功した事例であることがわかる。

4.2 不凝縮性ガスの挙動

Fig.5 に邪魔板を挿入しない場合の不凝縮性ガスの分布を示す。平均不凝縮性ガス濃度はそれぞれ、1 および 10vol% である。なお、ここで濃色領域が不凝縮性ガスの濃度が高いことを表している。

前報⁽³⁾ で報告したように、邪魔板を挿入しない場合には、不凝縮性ガス濃度がある濃度までは、吸収器と蒸発器の間に形成される循環流域に、不凝縮性ガスは定在する。しかしながら、前報で示したように、この循環流域は不安定であり、不凝縮性ガスの初期値（侵入形態）に強く依存し⁽¹²⁾、また、吸収量がある程度低下することで、一気に崩壊する。その結果、不凝縮性ガス濃度が 10vol% の場合の結果に示さ

れるように、吸収器は不凝縮性ガスに覆われ、Fig.4 に示したように、総括熱伝達係数が激減する。

Fig.6 に邪魔板を挿入した場合の不凝縮性ガス分布を示す。図は、いずれも平均不凝縮性ガス濃度が 10vol% の場合についての結果である。また、その時の流線図を Fig.7 に示す。なお、流線は、速度場を積分することによって、流れ関数を求め、その等高線として図示したが、流れ関数の値は、誤差を最小とするために、計算領域上部については上壁側から、下部については下壁側から積分して求めた。流路中央の流れ関数の不一致はその誤差のためである。

図より各邪魔板挿入位置ともに邪魔板下端に、高速な流動域が観察され、その一方で、邪魔板背面（吸収器側）に比較的大きな循環流域を形成しているのがわかる。また、不凝縮性ガスはこの循環流域内に取り込まれており、循環流域が不凝縮性ガスを収集する役割を果たすことがわかる。これは前報⁽³⁾ で報告した蒸発器と吸収器の中間領域に形成される循環流域の果たす役割と同様である。一方、前報⁽³⁾ で議論した循環領域が不安定であったのに対して、本報で観察された邪魔板背面の循環泡は、邪魔板背面にコアンダ効果によって付着したものであり、安定である。

しかしながら $D_p/D=1.0$ と 2.0 の場合のように邪魔板が吸収器に近い場合には、吸収器内に循環流域が進入するので、不凝縮性ガスは吸収器に深く侵入し、 $c_m=10vol%$ の場合には吸収器の吸収能が急激に減少する。一方邪魔板がもっとも蒸発器に近い $D_p/D=4.3$ の場合には、邪魔板背面に形成される循環流域が吸収器より離れる。そのため $c_m=10vol%$ においても比較的高い総括熱伝達率を示したことがわかる。

以上により邪魔板挿入によって不凝縮性ガスの挙動を制御することが可能であること、また邪魔板背面に形成される循環流域を吸収器より遠ざけることによって比較的高い平均不凝縮性ガス濃度においても、吸収器の吸収能が維持されることがわかった。

5. 結論

吸収冷凍機の吸収器・蒸発器内の不凝縮性ガスの挙動を制御するために、邪魔板を挿入した場合について数値計算を行った。本報では特に邪魔板の水平方向位置の影響について検討した。その結果以下のような結論を得た。

1. 邪魔板を吸収器より比較的離れた蒸発器近くに挿入した場合、邪魔板背面の安定した循環流域に不凝縮性ガスが取り込まれ、吸収器内部への侵入を防ぐ。
2. 取り込まれた不凝縮性ガスは、蒸発器上部に定在し、比較的長期にわたって、不凝縮性ガスの閉じこめが可能となる。
3. 不凝縮性ガスを制御することによって、吸収式冷凍機の性能を維持することが可能となる。

現在のところ不凝縮性ガスが、蒸発器上方に定在する機構については十分にわかっていないが、今後解明し、より効果的なシステムへ改善する方法を検討する。

参考文献

- (1) R. Yang and T. M. Jou: Int. J. Heat Mass Transfer, 41, 3657(1998).
- (2) 鈴木洋, 山仲智史, 永本渡, 杉山隆英: 冷空論, 17(3), 213(2000).
- (3) 鈴木洋, 永本渡, 杉山隆英: 冷空論, 20(3), 325(2003).
- (4) 鈴木洋, 永本渡, 杉山隆英: 冷空論, 20(3), 333(2003).
- (5) 石神徹, 鈴木洋, 薄井洋基: 冷講論, 173(2002).
- (6) H. Suzuki, Y. Iwasaki, K. Hara, Prabowo and Y. Kikuchi: Proc. 10th Int. Sym. Transport Pheno. In Therm. Sci., 3, 895(1997).
- (7) B.P. Leonard: Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., 19, 59(1979).
- (8) S.V. Patankar: "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, (1980), Washington.
- (9) P.J. Roache: Comp. Fluid Dynamics, Hermosa Pub., (1976), New York.
- (10) 小嶋満夫, 吉田貴博, 柏木孝夫: 第 29 回空冷連講論, 141(1995).
- (11) 荒木信幸, 松浦誠: 機械学会分科会 RC-72 報告書, 2, 65(1987)
- (12) 鈴木洋, 杉山隆英: 化工論, 27(5), 581(2001).